

УДК 621.822.1

АНАЛИЗ МЕТОДИК РАСЧЕТА И ВЫБОРА ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

С. И. Прач, О. А. Лапко

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Важное значение с точки зрения повышения долговечности гидродинамических подшипников скольжения имеет расчет толщины смазочного слоя. Исследованы методики расчета и выбора гидродинамических подшипников скольжения. Приведен оптимальный расчет гидродинамических подшипников скольжения в зависимости от толщины смазочного слоя.

Ключевые слова: гидродинамический подшипник скольжения, толщина смазочного слоя, долговечность.

ANALYSIS OF METHODS OF CALCULATION AND SELECTION OF HYDRODYNAMIC SLIDING BEARINGS

S. I. Prach, O. A. Lapko

Sukhoi State Technical University of Gomel, the Republic of Belarus

The calculation of the thickness of the lubricating layer is important from the point of view of increasing the durability of hydrodynamic plain bearings. The methods of calculation and selection of hydrodynamic sliding bearings are investigated. An optimal calculation of hydrodynamic sliding bearings is given depending on the thickness of the lubricating layer.

Keywords: hydrodynamic sliding bearing, thickness of the lubricating layer, durability.

В настоящее время проблема повышения долговечности подшипников скольжения приобретает все большую актуальность в связи с непрерывным повышением нагрузочных, скоростных и температурных условий в контакте трения [1].

Актуальными являются проблемы, связанные с эксплуатацией гидродинамических подшипников скольжения. Связано это с тем, что в гидродинамическом подшипнике отсутствует прямой контакт между трущимися поверхностями, так как зазор между ними под действием гидродинамических сил заполняется смазывающей жидкостью.

Для работы гидродинамического подшипника необходимо создание гидродинамического слоя смазки, для этого нужно обеспечить следующие условия: смазывающая жидкость должна удерживаться в зазоре (например, между валом и корпусом подшипника); смазывающей жидкости должно поддерживаться давление, достаточное для уравновешивания нагрузки; жидкость должна полностью разделять скользящие поверхности, а, значит, ее слой должен быть выше, чем сумма шероховатостей поверхностей; толщина слоя жидкости должна быть больше минимального значения.

Достоинства гидродинамических подшипников скольжения: высокий ресурс, низкий уровень шума, малые вибрации при работе, демпфирование ударных нагрузок.

Одной из проблем использования гидродинамических подшипников является повышение рабочей температуры, которое приводит к повышению коэффициента трения и выхода их из строя. В связи с этим важное значение с точки зрения повышения долговечности гидродинамических подшипников скольжения имеет расчет толщины смазочного слоя.

Целью исследования был анализ существующих методик расчета по выбору гидродинамических подшипников скольжения и их характеристик: тепловой расчет, расчет смазки подшипника, расчет работоспособности подшипника.

В данной работе рассматриваем общий расчет гидродинамического подшипника скольжения на основе гидродинамической теории смазки [1–3], так как он включает в себя все анализируемые методики. Особенностью расчета подшипника является необходимость уточнений значений температуры и вязкости смазки в подшипнике.

1. Задаются исходные данные: d – диаметр вала, мм; l – длина подшипника, мм; g – диаметральный зазор, мм; d_o – диаметр маслоподводящего отверстия, мм; b – ширина маслоподводящего канала, $b = (0,05–0,7)l$, мм; F_r – радиальная нагрузка, Н; n – частота вращения вала подшипника, об/мин; S_m – сорт масла; p_e – давление подачи смазки, 0,05–0,2 МПа; T_0 – температура масла, подаваемого в подшипник, °С; $T_{об}$ – температура окружающего воздуха, °С; α_b – коэффициент теплового расширения материала вала; α_n – коэффициент теплового расширения материала подшипника; K – коэффициент теплоотдачи, $K = 15–20$ Вт/(м² · К).

2. Рассчитываются параметры: среднее давление в смазке, МПа:

$$p_m = \frac{F_r}{ld}; \quad (1)$$

– угловая скорость, рад/с:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}; \quad (2)$$

– окружная скорость, м/с:

$$V = \frac{d\omega}{2}; \quad (3)$$

– относительная длина:

$$\lambda = \frac{l}{d}; \quad (4)$$

– относительный диаметральный зазор, при нормальных условиях (температура подшипника 20 °С):

$$\psi_0 = \frac{g}{d}. \quad (5)$$

3. Принимается средняя температура подшипника T_n больше или равной температуре масла T_0 : $T_n \geq T_0$.

4. Принимается средняя температура масла в подшипнике T больше или равной средней температуре подшипника T_n : $T \geq T_n$.

5. Определяется в зависимости от принятой средней температуры масла в подшипнике T вязкость масла μ .

6. Рассчитываются параметры:

– изменение диаметрального зазора от температуры:

$$\Delta\psi = (\alpha_n - \alpha_b)(T_n - 20); \quad (6)$$

– относительный диаметральный зазор с учетом температурного расширения:

$$\psi = \psi_0 + \Delta\psi; \quad (7)$$

– число Зоммерфельда:

$$S_0 = \frac{P_m \psi^2}{\mu \omega}. \quad (8)$$

7. В зависимости от S_0 и λ определяется значение относительного эксцентриситета χ .

8. Рассчитываются параметры:

– коэффициенты трения нагруженной и ненагруженной:

$$f = (f/\psi)\psi \text{ и } f' = (f'/\psi)\psi, \quad (9)$$

где f/ψ и f'/ψ – характеристики сопротивления вращению в нагруженной и ненагруженной зонах смазочного слоя, определяемые в зависимости от χ и λ ;

– общие потери на трение в подшипнике с учетом трения в нагруженной и ненагруженной зонах:

$$P_f = fF_r V \text{ и } P = f'F_r V; \quad (10)$$

– общий расход смазки в подшипнике:

$$Q = Q_1 + Q_2, \quad (11)$$

где Q_1 – величина расхода смазки из нагруженной зоны:

$$Q_1 = \psi d^2 \omega q_1, \quad (12)$$

где q_1 – коэффициент расхода из нагруженной зоны, определяемый в зависимости от χ и λ ; Q_2 – величина расхода смазки из ненагруженной зоны, обусловленная давлением подачи:

$$Q_2 = \frac{g^3 p_e}{\mu} q_2, \quad (13)$$

где q_2 – коэффициент расхода из ненагруженной зоны, определяемый, при наличии смазочного кармана по формуле

$$q_2 = \frac{\pi (1 + \chi)^3}{6 \ln\left(\frac{l}{b}\right) q_p}, \quad (14)$$

где

$$q_p = 1,188 + 1,582\left(\frac{b}{l}\right) - 2,585\left(\frac{b}{l}\right)^2 + 5,563\left(\frac{b}{l}\right)^3; \quad (15)$$

– средняя температура подшипника, °С:

$$T_{\Pi} = 0,5(T_{\text{вых}} + T_0), \quad (16)$$

где $T_{\text{вых}}$ – средняя температура смазки на выходе, °C:

$$T_{\text{вых}} = \frac{2P + 2c\rho QT_0 + K\pi dl(2T_{\text{об}} - T_0)}{2c\rho Q + K\pi dl}, \quad (17)$$

где c – удельная теплоемкость,

$$c = 1940(1 + 1,33 \cdot 10^{-3}(T_{\Pi} - 20)); \quad (18)$$

ρ – плотность смазки,

$$\rho = 900(1 - 0,75 \cdot 10^{-3}(T_{\Pi} - 20)); \quad (19)$$

– средняя температура смазки в подшипнике, °C:

$$T' = T_1 + 0,5\Delta T, \quad (20)$$

где ΔT – приращение температуры в нагруженной зоне смазочного слоя, определяемое по формуле

$$\Delta T = \frac{P_f}{c\rho Q_1}; \quad (21)$$

T_1 – температура в начале области трения:

$$T_1 = T_0 + 0,5\Delta T', \quad (22)$$

где $\Delta T'$ – приращение температуры в начале нагруженной зоны от смешивания с потоками горячего масла, определяемое по формуле

$$\Delta T' = \frac{Q_x}{Q_1} \Delta T, \text{ если } Q_x \leq Q_c; \quad \Delta T' = \frac{Q_c}{Q_1} \Delta T, \text{ если } Q_x > Q_c, \quad (23)$$

где Q_x – количество горячего масла на выходе из нагруженной зоны, определяемое приближенной зависимостью:

$$Q_x = 0,125\psi d^3 \omega(1 - \chi); \quad (24)$$

Q_c – количество масла, переносимое поверхностью вращающегося вала, определяемое приближенно по формуле

$$Q_c = 0,75d^2 \sqrt{\frac{\mu\omega}{\rho}}. \quad (25)$$

9. Сравниваются температуры смазки T и T' . Если вычисляемое значение отличается от принятого более чем на 1 °C, то принимается уточненное значение T , среднее между ранее принятым и рассчитанным значениями, и выполняется пересчет п. 5–8.

Если вычисляемое значение отличается от принятого менее чем на 1 °C, то определяется значение минимальной толщины смазочного слоя:

$$h_{\min} = \frac{d}{2} \psi(1 - \chi), \quad (26)$$

которое должно быть не меньше критического, выбираемого в зависимости от V и d .

В результате проведенного анализа был предложен оптимальный вариант расчета и выбора гидродинамических подшипников скольжения в зависимости от толщины смазочного слоя.

Литература

1. Справочник по триботехнике : в 3 т. Т. 2: Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения / под ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 1990. – 416 с.
2. Расчет опорных подшипников скольжения : справочник / Е. И. Квитницкий, Н. Ф. Кириач, Ю. Д. Полтавский, А. Ф. Савин. – Москва : Машиностроение, 1979. – 70 с.
3. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А. В. Чичинадзе, Э. М. Берлинер, Э. Д. Браун [и др.] ; под общ. ред. А. В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 2003. – 576 с.

УДК 621.31

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ В ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКЕ С ПОМОЩЬЮ ИНЖЕНЕРНОЙ ГРАФИКИ

А. Ю. Савченко, О. П. Мурашко

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Рассмотрено использование инженерной графики для решения задач электроэнергетики. Приведены примеры применения инженерной графики для проектирования электрических схем, анализа электрических цепей и оптимизации распределения электроэнергии. Исследование показывает, что использование инженерной графики позволяет значительно повысить эффективность проектирования и анализа систем электропитания.

Ключевые слова: инженерная графика, электроэнергетика, электрические схемы, методы расчета, электроэнергетическая сеть.

SOLVING PROBLEMS IN THE ELECTRIC POWER INDUSTRY USING ENGINEERING GRAPHICS

A. U. Savchenko, O. P. Murashko

Sukhoi State Technical University of Gomel, the Republic of Belarus

Engineering graphics in the electric power industry is a universal language of power engineers. The process of solving any problem in the electric power industry is inextricably linked with the formation of a particular type of model. The use of engineering graphics in this industry allows you to perform various tasks in this industry: to depict electrical circuits and, based on them, calculate the parameters of elements of electrical networks: voltage, current, resistance in resistors, etc.

Keywords: engineering graphics, electric power industry, electrical circuits, calculation methods, electric power grid.

Инженерная графика в электроэнергетике представляет собой универсальный язык инженеров-энергетиков. Процесс решения в электроэнергетике любой задачи неразрывно связан с формированием того или иного вида модели. Использование